

부하외란을 받는 편로드 유압실린더의 위치제어에 관한 연구

윤일로*, 염만오#

A Study on Position Control of Hydraulic Single-Rod Cylinder Subjected to Load Disturbance

Il Ro Yoon* and Man Oh Yum#

ABSTRACT

A PID controller integrated with a velocity feedback is designed for fluid power elevator model system in this study. In this case, for outside disturbance load a hydraulic cylinder and a pressure control valve are used. In this method overshoot is reduced and settling time becomes also shorter than the values achieved from the PID controller system only. In conclusion a PID controller integrated with a velocity feedback is considered a suitable control method for fluid power elevator system.

Key Words : PID controller (비례-적분-미분제어기), Velocity feedback (속도피드백), Fluid power elevator model system (유압식 엘리베이터 모델 시스템), Pressure control valve (압력제어밸브)

기호설명

F_p = disturbance load
 K_v = velocity feedback gain
 $u(k)$ = control input
 $y(k)$ = plant output

제1장 서론

전기유압 서보시스템의 위치제어에는 양로드 유압실린더(double rod cylinder)와 편로드 유압실린더(single rod cylinder)가 널리 사용되고 있다. 편로

드 유압실린더는 양로드 유압실린더에 비해 구조적으로 간단하고 소형이며 실(seal)의 개수가 적어 제작이 용이하나, 실린더 양쪽 챔버(chamber)체적비가 동일하지 않으므로 피스톤의 운동방향에 따라 속도와 압력에 비선형성이 발생하여 정밀하고 유연한 제어를 행하기가 어렵다. 특히 운전시 및 부하 변동시에는 플랜트의 동특성 파악이 어렵기 때문에 기존 선형 제어기법으로 이러한 문제를 해결하는데는 한계가 있다.

이¹⁾는 편로드 유압실린더의 위치제어에 PID제어를 적용하여 PID게인이 제어성능에 미치는 영향과 기준입력을 경로계획법으로 설정하였을 때 유압

접수일: 2003년 2월 3일; 게재승인일: 2003년 11월 14일

* 경남대학교 기계자동화공학부 강사

교신저자: 경남대학교 기계자동화공학부

E-mail yummanoh@kyungnam.ac.kr Tel. (055) 249-2615

실린더의 추종성을 조사하였다.

Watton²은 언더랩 스플 서보밸브와 편로드 유압 실린더로 구성된 전기유압위치제어 시스템에 대해 디지털 피드백 보상기와 피드포워드 보상기를 설계하여 피스톤 단면적비 변화에 따른 계인 감도, 보상기계수 결정방법 및 응답특성에 관한 연구를 행하였다.

Pietola³ 등은 과부하를 받는 전기유압서보시스템을 대상으로 과도상태와 정상상태에서의 파라미터 감도치를 비교할 수 있는 방법을 제안하고 질량, 피스톤 면적, 탄성을 달리한 경우의 P-제어, MRC(Model Reference Control), P+PID/ \dot{x} -제어를 행하여 감도특성을 비교하였다.

이상의 연구들은 시스템 파라미터 변화에 따른 편로드 유압실린더의 제어성능개선에 관하여 주로 연구하였지만, 시스템 동작 중 파라미터가 변동하는 경우 및 파라미터 변동시의 제어성능개선에 관한 연구는 미흡한 실정이다. 따라서 본 연구에서는 유압식 엘리베이터(Fluid power elevator)와 같이 운전 중 잦은 부하변동을 받는 시스템을 대상모델로 하여 유량제어용 서보밸브와 편로드 유압실린더로 시스템을 구성하고, PID제어기(PID controller) 및 PID제어기에 속도피드백(Velocity feedback)을 추가한 제어기를 설계하여 실험을 통하여 그 성능을 관찰한다. 이때 편로드 유압실린더에 인가되는 부하는 유압실린더와 압력제어밸브(Pressure control valve)로 구성된 부하외란 시스템에 의해 조정된다.

제2장 관련이론

본 연구에서 사용한 전기유압 서보계의 개략도를 Fig. 1에 나타내었다. 그림에서 좌측이 서보앰프와 서보밸브, 우측이 부하를 구동하는 편로드 비대칭 실린더이며 실린더 상단의 F_p 는 부하외란이다.

Fig. 1에서 공급압력은 일정하고, 귀환포트의 압력 및 기름의 누설은 무시하며, 시스템에는 스프링 부하 및 마찰력이 작용하지 않으며, 서보밸브는 대칭 오리피스(orifice)로 이루어진 임계선터라는 가정을 이용하여 서보밸브의 동특성은 비례요소하고⁴, 선형화한 서보밸브의 유량방정식, 유압실린더 양챔버의 질량보존의 법칙 및 운동방정식을 정리하면 다음의 식을 얻을 수 있다^{5, 6}.

① 실린더가 상승하는 경우($x \geq 0$)

$$G(s) = \frac{K_1 K_a K_s A_1}{s[M c_{Le1} s^2 + (MK_2 + B_f c_{Le1})s + (B_f K_2 + A_1^2)]} \quad (1)$$

② 실린더가 하강하는 경우($x < 0$)

$$G(s) = \frac{K'_1 K_a K_s A_1}{s[M' c'_{Le1} s^2 + (MK'_2 + B_f c'_{Le1})s + (B_f K'_2 + A_1^2)]} \quad (2)$$

여기서, $K_1 = c_d w \sqrt{\frac{2}{\rho}} \frac{1}{\sqrt{1+k^3}} \sqrt{P_S - P_{L*1}}$,

$K_2 = c_d w \frac{x}{\sqrt{2\rho(1+k^3)(P_S - P_{L*1})}}$ 이고,

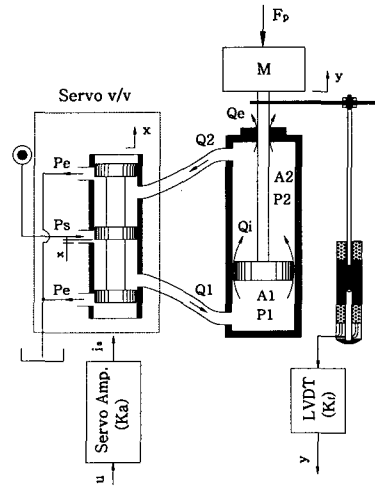


Fig. 1 Schematic diagram of fluid power elevator system

$$K'_1 = c_d w \sqrt{\frac{2}{\rho}} \frac{1}{\sqrt{1+k^3}} \sqrt{k P_S + P_{L*2}},$$

$K'_2 = c_d w \frac{x}{\sqrt{2\rho(1+k^3)(k P_S + P_{L*2})}}$ 이며, *1, *2는 실린더가 상승 및 하강하는 경우의 동작점, k 는 피스톤 수압 면적비($k = A_2/A_1$)이다.

식(1)에 대한 블록선도는 Fig. 2에 나타내었다.

제3장 제어기 설계

본 장에서는 PID제어기와 PID제어기에 상태변수 피드백을 추가한 제어기를 설계한다. 이때의 상태변수는 피스톤 속도로 한다.

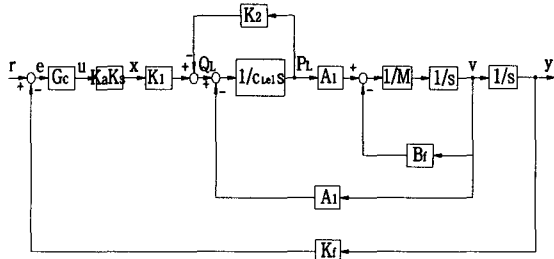


Fig. 2 Block diagram of electro-hydraulic system

3.1 PID제어기 구성

PID제어는 오차신호를 비례, 적분, 미분하여 제어하므로 각 제어동작을 직관적으로 이해하기 쉬운 장점이 있어 산업현장에서 널리 사용되고 있다.

PID제어기는 Fig. 3과 같이 구성한다.

Fig. 3의 PID제어기 전달함수 $G_c(s)$ 는 식 (3)과 같다.

$$G_c(s) = \frac{U(s)}{E(s)} = \frac{(K_p s + K_d s^2 + K_i)}{s} \quad (3)$$

여기서, K_p 는 비례게인, $K_d (= K_p T_d)$ 는 미분게인, $K_i (= K_p / T_i)$ 는 적분게인이다.

식 (3)에서의 각각의 게인은 Zighler-Nichols의 개루프 응답법과 페루프 응답법⁷에 기초하여 선정 한 후, 반복실험을 행하여 최적의 게인을 조정한다.

디지털 컴퓨터를 이용하여 PID제어를 행하는

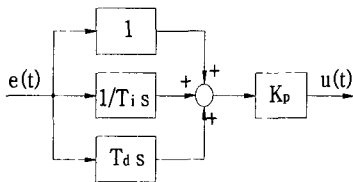


Fig. 3 Composition of PID controller

경우에는 연속시간 전달함수 식 (3)을 수치해석제어입력을 결정하면 연산시간이 많이 소요되므로 일반적으로 이를 이산시간 시스템으로 표현한다.

이산시간 시스템을 구성하기 위해 1-동작은 사다리꼴 적분(Trapezoidal Integration)을 사용하고, 미분동작은 후진차분법을 사용하여 식 (3)을 이산화하면 식 (4)와 같이 된다.

$$u(k) = [K_p + \frac{K_p \times T}{2} (\frac{z+1}{z-1}) + \frac{K_d}{T} (\frac{z-1}{z})] e(k) \quad (4)$$

3.2 상태변수 피드백 제어기 설계

수직으로 설치한 유압실린더를 PID제어방식으로 제어하는 경우에는 관성, 중력 및 기름의 압축성 등의 영향으로 오버슈트를 발생하기 쉽다. 이는 피스톤 속도 피드백 또는 부하압력 피드백을 행하여 피드백 게인을 조정함으로써 해결할 수 있으며, 이에 대한 연구결과들^{3,8}도 보고되고 있다.

따라서 본 연구에서는 식(1)에 속도 피드백을 포함시킨 제어기를 설계하여 그 블록선도를 Fig. 4에 나타내었으며, 이에 대한 개루프 전달함수는 식 (5)와 같다.

$$G(s) = \frac{K_a K_f K_1 A_1}{s[M c_{Ld} s^2 + (MK_2 + B_f c_{Ld})s + (B_f K_2 + A_1^2 + K_a K_f K_1 K_v A_1)]} \quad (5)$$

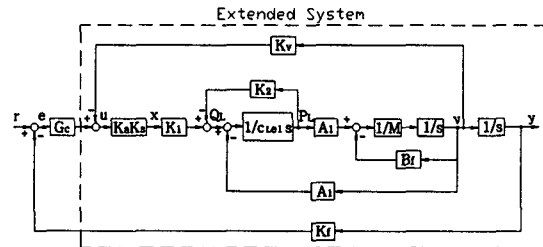


Fig. 4 Block diagram of hydraulic system combined velocity feedback

Fig. 4의 속도피드백을 이용한 확장된 유압시스템 개루프 전달함수 식 (5)로부터 시스템의 동특성은 속도피드백 게인(K_v)에 의해 조정 가능함을 알 수 있다.

제4장 실험장치 및 실험방법

본 연구에서 사용한 실험장치는 서보밸브, 편로드 유압실린더 및 외부 부하를 변화시킬 수 있는 부분과 센서로서 위치 및 속도 검출이 가능한 LVDT와 3개의 압력센서로 이루어져 있으며, 그 구성도는 Fig. 5와 같으며 주요부분의 체원은 Table 1과 같다. 그림에서 오른쪽에 일점쇄선으로 표시한 부분이 주 유압 시스템 부이며, 그 좌측은 부하외란 시스템 부이다.

제어기로는 IMB 486 Type PC를 사용하였으며,

샘플링 시간은 0.001초이고, 저역 통과 필터를 사용하여 압력, 위치 및 속도를 검출하였다.

본 논문에서는 PID제어기와 PID제어에 속도피드백을 추가한 제어를 실험에 사용하였다. 이때 PID계인은 무부하일 때 Zighler-Nichols의 개루프 응답법을 이용하여 구한 후 실험을 행하여 오버슈트없이 기준입력에 정착하는 계인을 선정하였고, 속도피드백 계인도 무부하에서 반복실험을 행하여 선정하였다. 비례, 미분, 적분 및 속도피드백 계인은 각각의 0.3, 1.5, 0.00005, 0.35로 하였다. 실험은 각각 무부하시, 부하외란 인가시 및 운전 중 부하외란 변동시에 대하여 PID제어와 PID제어에 속도피드백을 추가한 제어를 행하였다. 무부하시에는 주 유압시스템만을 구동하였으며, 부하외란 인가시에는 주 유압시스템과 부하외란 시스템을 구동하였다. 이 경우 주 유압시스템의 공급압력은 6.86 MPa이며, 보조유압실린더에서 인가되는 부하외란은 비례전자식 릴리프밸브를 디지털 컴퓨터로 구동하여 그 크기를 조절하였다.

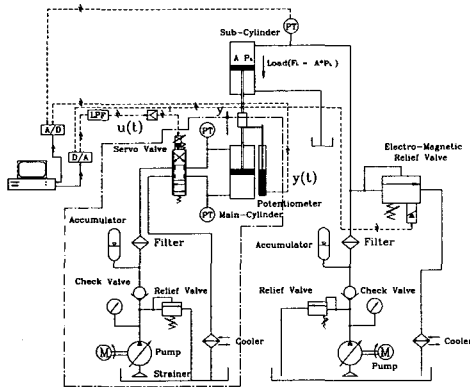


Fig. 5 Schematic diagram of electro-hydraulic position control system

제5장 결과 및 고찰

본 장에서는 부하외란을 인가하지 않은 경우와 부하외란을 인가한 경우에 대하여 PID제어와 PID

Table 1 Specification of the experimental apparatus

Instruments	Specification
Main & Sub	Keon Young
Hydraulic cylinder	Model HA-LB
Operating cylinder	140 kg/cm ²
Stroke	10.0 cm
Effective area	12.56 cm ² , 10.02 cm ²
Servo v/v	TOKYO PRECISION INS. Model No. 3F-30L-30-14
Rated flow	30 l/min
Rated pressure	140 kg/cm ²
Rated current	30 mA
Hysteresis	Less than 2%
Electro-Magnetic Relief v/v	YUKEN Model No. EBG-03-H
Max. flow	100 l/min
Rated pressure	210 kg/cm ²
Rated current	840 mA
Computer	IBM Pentium-100MHz
DA&C board	AXION Technology Co. Model no. AX5622B
Resolution	16-bit
Conversion time	10 μs
Sampling time	40 kHz
Displacement Transducer	EMPOSONICS Model no. PR-S-0300H-D60
Non-linearity	±0.002%
Resolution	0.025 mm
Hysteresis	Less than 0.004 mm
Stroke	300 mm

제어에 속도 피드백을 추가한 제어를 행하고 그 결과에 대해 고찰한다. 또한 기준입력과 부하외란을 매 단계마다 변화시킨 경우에 대해서도 각각의 제어를 행하고 그 결과에 대해 고찰한다.

5.1 일정부하외란에 대한 제어성능 비교

Fig. 6은 부하외란을 인가하지 않은 경우의 실험결과이다. 그림에서 PID제어를 행한 경우 위치제어오차는 발생되지 않지만, 유압실린더의 하강시 17%, 상승시 두 번째 주기부터 16%의 오버슈트가 발생하고 있음을 알 수 있다. 또한 첫 번째 주기에서 정착시간은 0.72초이고, 두 번째 주기부터의 상승시간은 0.08초로 동일하다. PID에 속도피드백을 추가한 제어의 경우 유압실린더 상승시의 정착시간은 0.3초, 하강시의 정착시간은 0.5초로 PID제어를 행한 경우보다 정착시간이 0.2~0.4초 단축되며, 오버슈트는 발생하지 않음을 보이고 있다.

Fig. 7은 2.65 kN의 부하외란을 인가한 경우의 제어결과이다. PID제어의 경우 유압실린더 상승시 18%, 하강시 14~16%의 오버슈트가 발생하지만, PID에 속도피드백을 추가한 제어의 경우 오버슈트가 발생되지 않음을 알 수 있다. 상승시간은 부하외란을 인가하지 않은 경우와 동일하다.

Fig. 8은 6.17 kN의 부하외란을 인가한 경우의 제어결과이다. PID제어의 경우 유압실린더 상승시 25%, 하강시 12.5~15%의 오버슈트가 발생하지만, PID에 속도피드백을 추가한 제어의 경우 오버슈트도 발생하지 않고 부하외란을 인가하지 경우와 제어성능이 유사함을 보이고 있다.

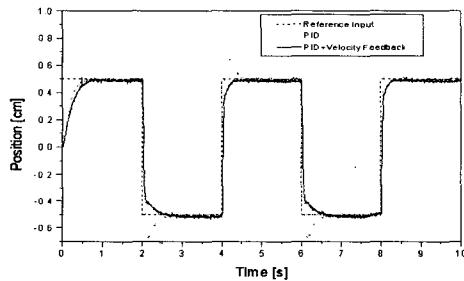


Fig. 6 Experimental result of cylinder without disturbance

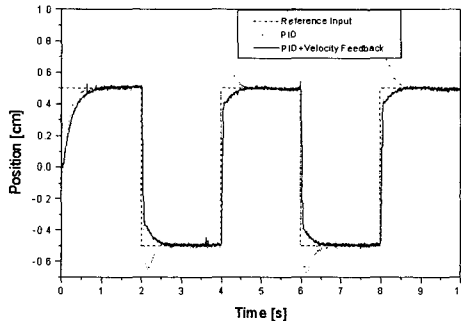


Fig. 7 Experimental result of cylinder with a constant disturbance ($F_p = 2.65 \text{ kN}$)

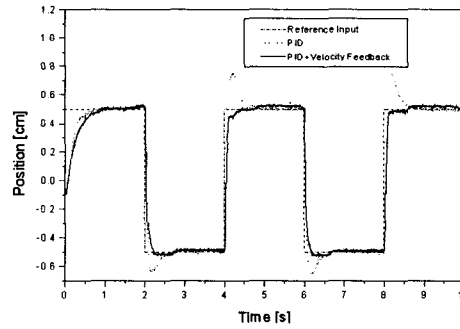


Fig. 8 Experimental result of cylinder with a constant disturbance ($F_p = 6.17 \text{ kN}$)

5.2 부하변동에 대한 제어성능 비교

본 연구에서는 유압식 엘리베이터의 운행과 유사한 경우를 모사하여 기준입력과 운전 중 부하를 변동시킨 실험을 행하였다.

Fig. 9는 부하외란을 인가하지 않고 최하점에서부터 최고점까지 운행시 매 단계마다 정지한 후 최하점으로 하강하는 경우에 대한 실험결과이다. 결과로부터 PID제어시 오버슈트는 상승시 매 단계마다 16%, 하강시 17%로 발생하고 있다. 상승시간은 0.07초, 정착시간은 0.5초로 부하외란을 인가하지 않은 PID제어의 경우와 동일하다. PID에 속도피드백을 추가한 제어의 경우 오버슈트가 발생하지 않고 PID제어만을 행한 경우보다 정착시간이 단축됨을 보이고 있다.

Fig. 10은 유압실린더 상승시 부하외란을 매 단계마다 6.17 kN, 4.90 kN, 3.23 kN, 1.76 kN로 변동시켰을 때의 실험결과로, 이는 최하점에서의 적재물을 상승시 매 단계에서 조금씩 부리는 경우를 모사한 것이다. PID제어시 최대오버슈트는 Fig. 9의 결과에 비해 1~9% 높게 나타났으며, PID에 속도피드백을 추가한 제어에서는 두 번째 단계의 과도응답에서 17%의 오버슈트가 발생하지만 이후의 응답에서는 오버슈트가 발생하지 않음을 보이고 있다.

Fig. 11은 부하외란을 인가하지 않고 최하점에서부터 최고점까지 운행 후 최하점으로 하강할 때 매 단계마다 정지하는 경우에 대한 실험결과이다. 결과로부터 PID제어시 최대오버슈트는 첫 번째 단계에서 12%이며, 이후의 단계에서는 17%이지만 PID에 속도피드백을 추가한 제어에서는 오버슈트

가 발생하지 않으며, 정착시간이 PID제어에 비해 0.1초 단축됨을 알 수 있다.

Fig. 12는 유압실린더 하강시 부하의란을 매 단계마다 6.17 kN, 4.90 kN, 3.23 kN, 1.76 kN로 변동시켰을 때의 실험결과이며, 이는 최고점에서 적재한 적재물을 하강시 매 단계마다 조금씩 부리는 경우에 대한 것이다. PID제어시 최대오버슈트는 첫 번째 단계에서 Fig. 11의 결과보다 7% 높고 이후의 단계에서는 동일한 오버슈트를 나타내나 PID에 속도피드백을 부가한 제어에서는 오버슈트가 발생되지 않음을 알 수 있다. PID제어와 PID제어에 속도피드백을 부가한 제어 공히 부하의란이 급격히 변동하는 순간에 7% 이하의 위치오차가 발생하지만 0.5초 이내에 목표치에 일치하고 있음을 알 수 있다.

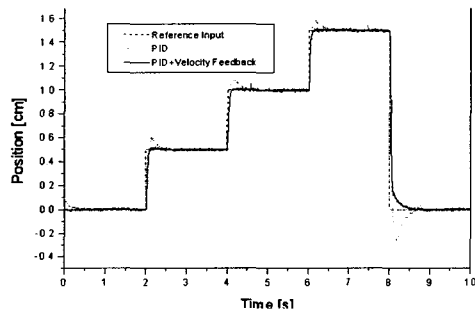


Fig. 9 Experimental result of cylinder without disturbance

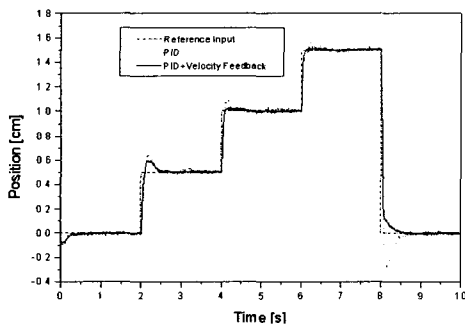


Fig. 10 Experimental result of cylinder with a variable disturbance

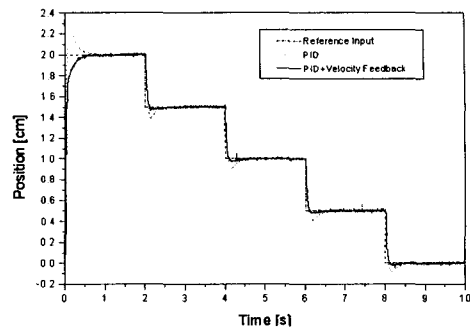


Fig. 11 Experimental result of cylinder without disturbance

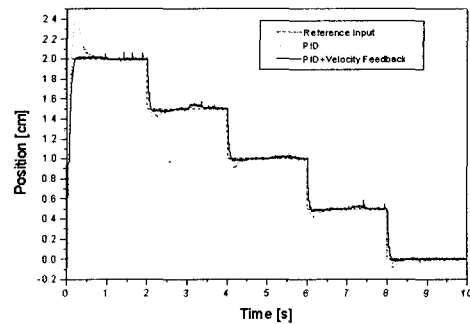


Fig. 12 Experimental result of cylinder with a variable disturbance

제6장 결론

본 연구에서는 유압식 엘리베이터와 같이 편로드 유압 실린더가 사용되고 운전 중 불확실한 부하의란을 받는 시스템을 대상으로 위치결정 제어실험을 행하여 다음과 같은 결론 얻었다.

1. 부하의란을 인가한 경우 PID제어만을 행하였을 때 위치제어오차는 발생하지 않았지만, 약 17% 정도의 오버슈트가 발생하였다.

2. PID제어에 속도피드백을 부가한 제어방법을 적용하여 PID제어에서 발생한 오버슈트를 줄일 수 있었으며 정착시간을 단축시킬 수 있었다. 따라서 PID제어에 속도피드백을 부가한 제어방식이 수직으로 설치된 편로드 유압실린더의 제어에 적합한 것으로 판단된다.

3. 운전 중 부하외란을 변동시킨 경우, 즉 불확실한 부하외란의 변동에 대해서도 PID제어만을 행한 경우보다 PID제어에 속도피드백을 부가한 제어가 정착시간이 짧고 오버슈트가 발생하지 않는 양호한 제어성능을 나타내었다. 따라서 본 연구의 대상 플랜트와 같이 불확실한 부하외란의 변동을 받는 편로드 유압실린더에는 PID제어에 속도피드백을 부가한 제어가 유효한 방법임을 확인할 수 있었다.

후기

본 연구는 경남대학교의 연구지원비에 의해 이루어졌음을 밝힙니다.

참고문헌

1. Lee, J. S., "Position Control of Hydraulic Single-Rod Cylinder System with PID Controller", Korea Uni., M.A. Dissertation, 1990
2. Watton J., "A Digital Compensator Design for Electrohydraulic Single-Rod Cylinder Position Control System", ASME, J. Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 12, pp.403-409, 1990
3. Pietola M. T., Vilenius M. J., "Sensitivity of A Position Servo System to Variations in the Constructive Parameters in Transient and Steady State", Mech. Mach. Theory, Vol. 26, No. 3, pp.261-274, 1991
4. Thayer W. J., "Transfer Function for Moog Servovalves", Moog Technical Bulletin 103, 1965
5. Yamahashi K., "Control of an Electrohydraulic Servo System Using Adaptive Control Techniques", SOPHIA UNIVERSITY, Ph.D. Dissertation, 1991
6. Im, P. H., "A Study on the Position Control of Hydraulic Single-Rod Cylinder Subjected to Load Disturbance", Kyungnam Uni., M.A. Dissertation, 2002
7. Ziegler J. G., Nichols N. B., "Optimum Settings for Automatic Controls", Trans. ASME, 64, pp.759-768, 1942
8. Jin, S. M., Im, S. O., Lee, J. O., "Robust Controller of Hydraulic Servo System with Large

Inertia Load", Proceeding .of the KSPE Annual Spring Meeting 1995, pp.289-292, 1995